

EUROPEAN PATENT OFFICE

Patent Abstracts of Japan

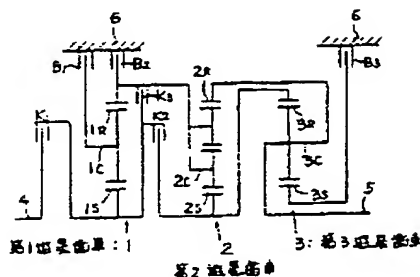
PUBLICATION NUMBER : 02154846
PUBLICATION DATE : 14-06-90
APPLICATION DATE : 08-12-88
APPLICATION NUMBER : 63310420

APPLICANT : TOYOTA MOTOR CORP;

INVENTOR : ASADA TOSHIYUKI;

INT.CL. : F16H 3/66

TITLE : GEAR SHIFT DEVICE FOR
AUTOMATIC TRANSMISSION



	クラッチ手段			ブレーキ手段		
	K1	K2	K3	B1	B2	B3
1st	○	○		○		
2nd	○	○			○	
3rd	○	○				○
4th	○	○	○			
5th	○		○			○
Rev	○			○		○

ABSTRACT : PURPOSE: To cope with various specification changes by providing single pinion type first and third planetary gears and the double pinion type second planetary gears in series and connecting specific elements directly or via coupling means respectively.

CONSTITUTION: Single pinion type first and third planetary gears 1 and 3 and the double pinion type second planetary gear 2 are arranged coaxially with input and output shafts 4 and 5; the first ring gear 1R and the second carrier 2C, the first and second sun gears 1S and 2S and the third ring gear 3R, the second ring gear 2R and the third carrier 3C are connected invariably or selectively via coupling means. When 1S, 2S and 3R are connected via a clutch K2 and clutches K1-K3 and brakes B1-B3 are selectively coupled, for example, five forward speeds and one reverse speed are obtained. When positions of the clutches are changed, added or deleted, five forward speeds and one reverse speed or two speeds, seven forward speeds and one reverse speed or two speeds are obtained. A shift shock is reduced, and various specification changes can be coped with.

COPYRIGHT: (C)1990,JPO&Japio

THIS PAGE BLANK (USPTO)

⑨ 日本国特許庁(JP)

⑩ 特許出願公開

⑫ 公開特許公報(A) 平2-154846

⑮ Int. Cl.⁵

識別記号

庁内整理番号

⑬ 公開 平成2年(1990)6月14日

F 16 H 3/66

B 7331-3 J

審査請求 未請求 請求項の数 1 (全12頁)

⑭ 発明の名称 自動変速機用歯車変速装置

⑯ 特 願 昭63-310420

⑰ 出 願 昭63(1988)12月8日

⑱ 発 明 者 浅 田 壽 幸 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

⑲ 出 願 人 トヨタ自動車株式会社 愛知県豊田市トヨタ町1番地

⑳ 代 理 人 弁理士 渡辺 丈夫

明 細 書

1. 発明の名称

自動変速機用歯車変速装置

2. 特許請求の範囲

第1サンギヤと、第1リングギヤと、第1サンギヤおよび第1リングギヤに噛合するピニオンギヤを保持する第1キャリアとを有する第1遊星歯車と、

第2サンギヤと、第2リングギヤと、第2サンギヤに噛合するピニオンギヤおよびそのピニオンギヤと第2リングギヤとに噛合する他のピニオンギヤを保持する第2キャリアとを有する第2遊星歯車と、

第3サンギヤと、第3リングギヤと、第3サンギヤおよび第3リングギヤに噛合するピニオンギヤを保持する第3キャリアとを有する第3遊星歯車とを備え、

第1リングギヤと第2キャリアとが常時連結されもしくは係合手段を介して選択的に連結されるときに、第1サンギヤと第2サンギヤと第3リ

ングギヤとの三者が常時連結されもしくは係合手段を介して選択的に連結され、また第2リングギヤと第3キャリアとが常時連結されもしくは係合手段を介して選択的に連結されていることを特徴とする自動変速機用歯車変速装置。

3. 発明の詳細な説明

産業上の利用分野

この発明は車両用の自動変速機において使用される歯車変速装置に関し、特に三相の遊星歯車を組合せて構成した歯車変速装置に関するものである。

従来の技術

周知のように遊星歯車はサンギヤとリングギヤとこれらに噛合するピニオンギヤを保持するキャリアとの三要素を有し、そのいずれかの要素を入力要素とするとともに、他のいずれかを出力要素とし、さらに残る他の要素を固定することにより、入力された回転を増速し、もしくは正転減速し、あるいは反転減速して出力することができ、したがって従来一般には、複数の遊星歯車を組合せて

自動変速機用の歯車変速装置を構成している。その場合、遊星歯車の組合せ方や、遊星歯車のギヤ比（サンギヤとリングギヤとの歯数の比）の値、さらにはシングルピニオン型遊星歯車を用いるかダブルピニオン型遊星歯車を用いるかなどによって、得られる変速比が多様になるが、その全ての組合せが実用し得るものではなく、車両への搭載性、製造の可能性、変速特性、要求される動力性能などの諸条件から実用の可能性のある歯車列は限定される。換言すれば、遊星歯車列は、遊星歯車の組合せやギヤ比の設定の仕方によって膨大な数の構成が可能であるために、車両用の自動変速機として要求される諸条件を満たすものを創作することには多大の困難を伴う。

従来、このような背景の下に案出された多数の歯車変速装置が提案されており、そのうち三組の遊星歯車を使用した装置が、例えば特開昭51-17767号公報、同51-48062号公報、同51-108168号公報、同51-108170号公報、同51-127968号公報に記載

合わせた歯車変速装置では、各要素の連結のし方やクラッチやブレーキの配置によって設定可能な変速比が大きく変わるのであり、したがって各遊星歯車の要素同士の連結のし方を、常時連結かクラッチを介した連結かを問わずに一定にし、そのような構成の歯車列において入力のためのクラッチや要素を固定するためのブレーキなどの数や配置によって、設定可能な変速段の数やその変速比を適宜に決めることも技術的には可能であり、そのようにすれば、仕様の異なる歯車変速装置であっても基本となる歯車列が共通化されることにより、上記のごとき問題はある程度解消し得るものと考えられる。その場合、基本となる歯車列の構成は、全体として小型軽量であること、製造が容易なこと、設定可能な変速比が等比級数に近い関係にあること、変速ショックの低減に有利なこと、必要に応じ“1”以下の変速比を設定可能なこと、最大変速比と最低変速比との幅が広いことなどの要請を満たすことが好ましい。

このような所謂転用可能性の広い歯車列を得る

されている。

発明が解決しようとする課題

しかるに複数組の遊星歯車を組合わせた歯車変速装置では、それぞれの遊星歯車の連結のし方やいずれの要素を入力軸に連結するか、あるいはいずれの要素を固定するかによって設定し得る変速段の数や各変速段での変速比が多様に変化する。したがって実用にあたっては、エンジン出力との関係や搭載する車両の用途もしくは要求される特性などに基づいて歯車変速装置を選択している。その場合、クラッチやブレーキの配置のみならず、歯車列の構成までも、既存の歯車変速装置とは異なるものを使用するとすれば、用意すべき歯車変速装置の種類が車両の種類と同程度の多くなるのみならず、設計・製造を含めた歯車変速装置の生産性が悪化することになり、特に仕様の異なる歯車変速装置ごとに基本設計からやり直すことになるとともに、生産工程の共通化が図れないから、生産性が悪くなる。

一方、前述したように、複数組の遊星歯車を組

との観点から前掲の従来の歯車変速装置を検討すると、前述した従来のいずれの歯車変速装置も変速比が“1”以下の所謂オーバードライブ段を設定し得るものとはされていず、また設定可能な変速段を変えるためにクラッチやブレーキの配列をどのように変えるべきかの記述がなく、さらに変速比が必ずしも等比級数に近い関係にはならず、変速ショックの低減に特別の配慮が必要となり、あるいは運転し難いものとなるなどの不都合があると考えられる。

この発明は上記の事情を背景としてなされたもので、多様な仕様に容易に変更することができ、しかも複合した諸条件を共に満たすことのできる基本的な構成を含む自動変速機用歯車変速装置を提供することを目的とするものである。

課題を解決するための手段

この発明は、第1サンギヤと、第1リングギヤと、第1サンギヤおよび第1リングギヤに噛合するピニオンギヤを保持する第1キャリアとを有する第1遊星歯車と、第2サンギヤと、第2リング

ギヤと、第2サンギヤに噛合するビニオンギヤおよびそのビニオンギヤと第2リングギヤとに噛合する他のビニオンギヤを保持する第2キャリアとを有する第2遊星歯車と、第3サンギヤと、第3リングギヤと、第3サンギヤおよび第3リングギヤに噛合するビニオンギヤを保持する第3キャリアとを有する第3遊星歯車とを備え、第1リングギヤと第2キャリアとが常時連結されもしくは係合手段を介して選択的に連結されるとともに、第1サンギヤと第2サンギヤと第3リングギヤとの三者が常時連結されもしくは係合手段を介して選択的に連結され、また第2リングギヤと第3キャリアとが常時連結されもしくは係合手段を介して選択的に連結されていることを特徴とするものである。

作 用

この発明の装置では、互いに連結された第1リングギヤと第2キャリアとが一体となってもしくは個別に、また互いに連結された第1サンギヤおよび第2サンギヤならびに第3リングギヤが一体

となってもしくは個別に、さらに互いに連結された第2リングギヤと第3キャリアとが一体となってもしくは個別に、それぞれ入力要素もしくは出力要素あるいは固定要素とされ、そしてまた第1キャリアなどの独立した要素が入力要素もしくは出力要素あるいは固定要素とされる。その結果、各遊星歯車が一体となってもしくはそれぞれ単独で増減速作用を行なって、入力軸の回転を変換し、もしくはそのまま、あるいは反転して出力軸に伝達する。そしてその場合の変速段が例えば前進5段でかつ後進1段もしくは2段に設定され、あるいはそれ以下の変速段に設定され、さらに最も大きい変速比と最も小さい変速比との幅が広く、しかも各変速比の値が等比級数に近い関係となる。

実 施 例

つぎにこの発明の実施例を図面を参照して説明する。

第1図はこの発明の一実施例を原理的に示す模式図であって、ここに示す歯車変速装置は、第1の遊星歯車1および第3の遊星歯車3をシングル

ビニオン型遊星歯車によってそれぞれ構成するとともに、第2の遊星歯車2をダブルビニオン型遊星歯車によって構成し、これらの各遊星歯車1、2、3における各要素を次のように連結して構成されている。すなわち第1遊星歯車1は、サンギヤ1Sと、そのサンギヤ1Sと同心状に配置したリングギヤ1Rと、これらのギヤ1S、1Rに噛合するビニオンギヤを保持するキャリア1Cとを主たる要素として構成されている。これに対して第2遊星歯車2は、サンギヤ2Sと、リングギヤ2Rと、これらのギヤ2S、2Rの間に配置されて互いに噛合する少なくとも1対のビニオンギヤを保持するキャリア2Cとを主たる要素として構成されている。また第3遊星歯車3は、第1遊星歯車1と同様に、サンギヤ3Sと、そのサンギヤ3Sに対して同心状に配置したリングギヤ3Rと、これらのギヤ3S、3Rに噛合するビニオンギヤを保持するキャリア3Cとを主たる要素として構成されている。そして第1遊星歯車1のリングギヤ1Rと第2遊星歯車2のキャリア2Cとが一体

となって回転するよう連結されるとともに、第1遊星歯車1のサンギヤ1Sと第2遊星歯車2のサンギヤ2Sとの間に第2クラッチ手段K2が設けられてこれらのサンギヤ1S、2Sが互いに選択的に連結されるようになっている。また第2遊星歯車2のサンギヤ2Sと第3遊星歯車3のリングギヤ3Rとが一体となって回転するよう連結されている。さらに第2遊星歯車2のリングギヤ2Rと第3遊星歯車3のキャリア3Cとが一体となって回転するよう連結されている。なおまた、第1遊星歯車1におけるサンギヤ1Sとリングギヤ1Rとの間に両者を選択的に連結する第3クラッチ手段K3が設けられている。

なお、上記の各要素の連結構造としては、中空軸や中実軸もしくは適宜のコネクティングドラムなどの一般の自動変速機で採用されている連結構造などを採用することができる。

入力軸4は、トルクコンバータや流体継手などの動力伝達手段(図示せず)を介してエンフン(図示せず)に連結されており、この入力軸4と、

第1遊星歯車1のサンギヤ1Sの間には、両者を選択的に連結する第1クラッチ手段K1が設けられている。

上記の各クラッチ手段K1、K2、K3は、要は上述した各部材を選択的に連結し、またその連結を解除するものであって、例えば油圧サーボ機構などの従来一般に自動変速機で採用されている機構によって係合・解放される型式多板クラッチや、一方向クラッチ、あるいはこれらの型式多板クラッチと一方向クラッチとを直列もしくは並列に配置した構成などを必要に応じて採用することができる。なお、実用にあたっては、各構成部材の配置上の制約があるから、各クラッチ手段K1、K2、K3に対する連結部材としてコネクティングドラムなどの適宜の中間部材を介在させ得ることは勿論である。

また第1遊星歯車1のキャリア1Cの回転を選択的に阻止する第1ブレーキ手段B1が、そのキャリア1Cとトランスミッションケース（以下、単にケースと記す）6との間に設けられている。

以上のように構成された歯車変速装置では、前進5段・後進1段の変速が可能であって、これらの各変速段は前述した各クラッチ手段K1、K2、K3およびブレーキ手段B1、B2、B3を第1表に示すように係合させることにより達成される。なお、第1表には各変速段の変速比およびその具体値を併せて示してあり、その具体値は、各遊星歯車1、2、3のギヤ比 ρ_1 、 ρ_2 、 ρ_3 を、 $\rho_1 = 0.355$ 、 $\rho_2 = 0.471$ 、 $\rho_3 = 0.312$ とした場合の値である。また第1表中○印は係合状態であることを、また空欄は解放状態であることをそれぞれ示す。以下、各変速段について説明する。

(この頁、以下余白)

また互いに連結された第1遊星歯車1のリングギヤ1Rと第2遊星歯車2のキャリア2Cの回転を選択的に阻止する第2ブレーキ手段B2が、これらのリングギヤ1Rもしくはキャリア2Cとケース6との間に設けられている。さらに第3遊星歯車3のサンギヤ3Sの回転を選択的に阻止する第3ブレーキ手段B3が、そのサンギヤ3Sとケース6との間に設けられている。これらのブレーキ手段B1、B2、B3は、従来一般の自動変速機で採用されている油圧サーボ機構などで駆動される型式多板ブレーキやバンドブレーキ、あるいは一方向クラッチ、さらにはこれらを組合せた構成などとしてすることができ、また実用にあたっては、これらのブレーキ手段B1、B2、B3によって固定すべき各要素との間もしくはケース6との間に適宜の連結部材を介在させ得ることは勿論である。

そしてプロペラシャフトやカウンタギヤ（それぞれ図示せず）に回転を伝達する出力軸5が、第3遊星歯車3のキャリア3Cに連結されている。

表 1

	クラッチ手段	ブレーキ手段	ギヤ比	
			K	B
			$(\rho_1 = 0.355, \rho_2 = 0.471, \rho_3 = 0.312)$	
		B3	$1/(\rho_2 - \rho_1 + \rho_1 \rho_2)$	3.531
		B2	$1/\rho_2$	2.123
		B1	$1 + \rho_3$	1.312
	K3		1	1.000
	K2		$\frac{1 - \rho_2 - \rho_2 \rho_3}{(1 - \rho_2)}$	0.722
	K1		$\frac{-(1 - \rho_2 - \rho_2 \rho_3)}{\rho_1 (1 - \rho_2)}$	-2.034
1st				
2nd				
3rd				
4th				
5th				
Rev				

《前進第1速》

第1クラッチ手段K1および第2クラッチ手段K2ならびに第1ブレーキ手段B1を係合させる。すなわち第1遊星歯車1のサンギヤ1Sを入力軸4に連結するとともに、このサンギヤ1Sを介して第2遊星歯車2のサンギヤ2Sと第3遊星歯車3のリングギヤ3Rとを入力軸4に連結し、かつ第1遊星歯車1のキャリア1Cを固定する。したがって第1遊星歯車1では、キャリア1Cを固定した状態でサンギヤ1Sが入力軸4と共に回転するから、リングギヤ1Rが入力軸4に対して減速されて逆回転（入力軸4とは反対方向の回転。以下同じ）し、このリングギヤ1Rの回転が第2遊星歯車2のキャリア2Cに伝達される。そして第2遊星歯車2では、サンギヤ2Sが入力軸4と共に回転するとともに、キャリア2Cが逆回転するから、リングギヤ2Rおよびこれに連結してある出力軸5が入力軸4に対して減速されて正回転（入力軸4と同方向の回転。以下同じ）する。なお、第3遊星歯車3はサンギヤ3Sがケース6に

リングギヤ2Rおよびこれに連結してある出力軸5が入力軸4に対して減速されて正回転する。すなわちこの場合は第2遊星歯車2のみが実質的に減速作用を行ない、入力軸4の回転は減速されて出力軸5に伝達される。その変速比は、第1表に示す通り、

$$1/\rho_2$$

で表わされ、その具体値は、2.123となる。

《前進第3速》

第1クラッチ手段K1および第2クラッチ手段K2と第3ブレーキ手段B3とを係合させる。すなわち第2速の状態第2ブレーキ手段B2に替えて第3ブレーキ手段B3を係合させる。この場合も第1遊星歯車1はそのキャリア1Cがケース6に対して非連結状態となるから、特に増減速作用を行なわない。また第2遊星歯車2は、そのキャリア2Cがケース6に対して非連結状態となるから特に増減速作用を行なわない。これに対して第3遊星歯車3では、サンギヤ3Sを固定した状態でリングギヤ3Rが入力軸4と共に回転するから、キャリア3Cおよびこれに連結してある出力軸5が入力軸4に対して減速されて正回転し、前進第3速となる。したがって第3遊星歯車3のみが減速作用を行なうことになるから、その変速比は、第1表に示すように、

$$1 + \rho_3$$

で表わされ、その具体値は、1.312となる。

《前進第4速》

第1ないし第3のクラッチ手段K1、K2、K3を係合させ、かつ全てのブレーキ手段B1、B2、B3を解放する。すなわち第3速の状態第3ブレーキ手段B3に替えて第2クラッチ手段K2を係合させる。したがって第1遊星歯車1のサンギヤ1Sおよびリングギヤ1Rならびに第2遊星歯車2のサンギヤ2Sとキャリア2C、第3遊星歯車3のリングギヤ3Rの合計五者が入力軸4に連結されることになる。したがって第1遊星歯車1では、その二要素が入力軸4と共に回転することにより、その全体が一体となって入力軸4と等速度で正回転し、また第2遊星歯車2もその二

対して非連結状態となっているために特に増減速作用を行なわない。すなわちこの場合は、入力軸4の回転は第1遊星歯車1および第2遊星歯車2によって減速されて出力軸5に伝達され、前進段で最も変速比の大きい第1速となり、その変速比は第1表に示す通り、

$$1/(\rho_2 - \rho_1 + \rho_1 \rho_2)$$

で表わされ、その具体値は、3.531となる。

《前進第2速》

第1および第2のクラッチ手段K1、K2と第2ブレーキ手段B2とを係合させる。すなわち前進第1速の状態において第1ブレーキ手段B1に替えて第2ブレーキ手段B2を係合させる。この場合、第1遊星歯車1は、キャリア1Cがケース6に対して非連結状態となるから、特に増減速作用を行なわず、また第3遊星歯車3もそのサンギヤ3Sがケース6に対して非連結状態となるから特に増減速作用を行なわない。これに対して第2遊星歯車2では、キャリア2Cを固定した状態でサンギヤ2Sが入力軸4と共に回転するから、リ

要素が入力軸4と共に回転することにより、その全体が一体となって回転する。さらに第3遊星歯車3では、リングギヤ3Rが入力軸4と共に回転するうに、第2遊星歯車2のリングギヤ2Rに連結してあるキャリア3Cが入力軸4と等速度で正回転するから、その全体が一体となって入力軸4と等速度が回転する。すなわち歯車列の全体が一体回転するので、増減速作用は生じず、変速比は“1”となる。

〈前進第5速〉

第1および第3のクラッチ手段K1、K3と第3ブレーキ手段B3とを係合させる。すなわち上述した第4速の状態から第2クラッチ手段K2に替えて第3ブレーキ手段B3を係合させる。この場合、第1遊星歯車1は、サンギヤ1Sとリングギヤ1Rとが互いに連結されるためにその全体が一体となって回転する。一方、第2クラッチ手段K2が解放されているから、入力軸4の回転は、第2遊星歯車2のキャリア2Cに伝達される。そして第3遊星歯車3では、サンギヤ3Sが固定され

ているから、キャリア3Cおよびリングギヤ3Rが正回転し、かつリングギヤ3Rの回転がキャリア3Cの回転より速くなる。また第2遊星歯車2では、キャリア2Cが入力軸4と共に回転するとともに、第3遊星歯車3のリングギヤ3Rに連結したサンギヤ2Sが正回転するから、リングギヤ2Rがキャリア2Cとサンギヤ2Sとの中間の速さで正回転する。すなわち第2遊星歯車2のリングギヤ2Rおよび第3遊星歯車3のキャリア3Cならびにこれらに連結してある出力軸5が入力軸4より速く正回転し、オーバードライブ段である第5速になる。そしてその変速比は、第1表に示すように、

$$(1 - \rho_2 - \rho_2 \rho_3) / (1 - \rho_2)$$

で表わされ、その具体値は、0.722となる。

〈後進〉

第1クラッチ手段K1と第1および第3のブレーキ手段B1、B3とを係合させる。すなわち第1遊星歯車1のサンギヤ1Sを入力軸4に連結するとともに、第1遊星歯車1のキャリア1Cと第

3遊星歯車3のサンギヤ3Sとを固定する。したがって第1遊星歯車1では、キャリア1Cを固定した状態でサンギヤ1Sが入力軸4と共に回転するから、リングギヤ1Rが入力軸4に対して減速されて逆回転し、これが第2遊星歯車2のキャリア2Cに伝達される。それに伴い第3遊星歯車3では、サンギヤ3Sを固定した状態で逆回転が与えられるから、キャリア3Cおよびリングギヤ3Rが逆回転し、かつリングギヤ3Rがキャリア3Cより速く逆回転する。その結果、第2遊星歯車2では、キャリア2Cが逆回転するとともに、第3遊星歯車3のリングギヤ3Rに連結してあるサンギヤ2Sがキャリア2Cより速く逆回転し、そのためリングギヤ2Rおよびこれに連結してある第3遊星歯車3のキャリア3Cおよび出力軸5が逆回転し、後進段となる。したがってこの場合の変速比は、第1表に示す通り、

$$- \frac{(1 - \rho_2 - \rho_2 \rho_3)}{\rho_1 (1 - \rho_2)}$$

で表わされ、その具体値は、- 2.034となる。

以上、各変速段について述べたことから明らかに、第1図に示す歯車変速装置では、第1速から第4速の各変速段の変速比が等比級数に近い関係にあることから、変速の前後でのエンジン回転数の比がほぼ一定となり、運転し易い自動変速機とすることができる。さらにオーバードライブ段の変速比が約0.722であって、実用可能な範囲の適当な値となるために、動力性能を確保しつつ高速走行時のエンジン回転数を下げて燃費および静粛性を良好なものとすることができる。そして各変速段の説明で述べた通り、隣接する他の変速段に変速する場合、いずれか一つの係合手段を解放し、かつ他の係合手段を係合させればよいから、すなわち二個の係合手段を切換えて変速を行なうことができるため、変速制御が容易で変速ショックの低減を図ることができる。他方、上記の歯車変速装置では、遊星歯車は三組でよいように、各遊星歯車1、2、3におけるギヤ比が0.31～0.47程度のバランスのとれた構成とすることのできる筈でよく、それに伴い遊星歯車が大径化す

第 2 表

	クラッチ手段		ブレーキ手段		
	K2	K3	B1	B2	B3
1st	○		○		
2nd	○			○	
3rd	○				○
4th	○	○			
5th		○			○
Rev			○		○

ることがなく、したがって上記の歯車変速装置によれば、全体としての構成を簡素化し、かつ小型化を図ることができる。そしてまた各遊星歯車1, 2, 3におけるキャリア1C, 2C, 3Cに対するピニオンギヤの相対回転数を低く抑えることができる。

ところで第1表から知られるように、上述した構成の歯車変速装置では、全ての変速段で第1クラッチ手段K1を係合させることになるので、これを脱止して第1遊星歯車1のサンギヤ1Sを入力軸4に常時連結する構成とすることが可能である。その例を図示すれば第2図の通りであり、またその作動表は第2表の通りである。

(この頁、以下余白)

また第1図および第2図に示す構成のうち第3クラッチ手段K3は、第1遊星歯車1のサンギヤ1Sとリングギヤ1Rとを連結すると同時に入力軸4をそのリングギヤ1Rに連結するものであるが、この発明では、このリングギヤ1Rに替えてキャリア1Cを入力軸4に連結する構成とすることもでき、その例を第3図に示す。すなわち第3図に示す構成の歯車変速装置では、入力軸4と第

1遊星歯車1のキャリア1Cとの間に両者を選択的に連結する第4クラッチ手段K4が設けられるとともに、第1遊星歯車1のリングギヤ1Rは第2遊星歯車2のキャリア2Cに常時連結され、入力軸4には連結されないようになっている。その他の構成は第1図に示す構成と同様である。この第3図に示す歯車変速装置の作動表は第3表の通りであって、前進5段・後進1段の変速段の設定が可能である。

(この頁、以下余白)

第 3 表

	クラッチ手段			ブレーキ手段		
	K1	K2	K4	B1	B2	B3
1st	○	○		○		
2nd	○	○			○	
3rd	○	○				○
4th	○	○	○			
5th		○	○			○
6th	○		○			○
7th		○	○		○	
Rev				○		○

さらにこの発明では、第1遊星歯車1のみならず第2遊星歯車2もその二要素すなわちサンギヤ2Sとキャリア2Cとを選択的に連結してその全体を一体回転させるよう構成することもでき、その例を示せば第4図の通りである。すなわち第4図に示す構成の歯車変速装置は、第1図に示す構

成のうち第2遊星歯車2のサンギヤ2Sとキャリア2Cとの間に第5クラッチ手段K5を配置して両者を選択的に連結するよう構成したものである。この第4図に示す構成の歯車変速装置では、第5クラッチ手段K5を付加したことに伴い前進5段・後進2段の変速段の設定が可能であり、その作動表を第4表に示す。

第 4 表

	クラッチ手段				ブレーキ手段		
	K1	K2	K3	K5	B1	B2	B3
1st	○	○			○		
2nd	○	○				○	
3rd	○	○					○
4th	○	○	○				
5th	○		○				○
Rev	○				○		○
Rev2	○			○	○		

なお、この第4図に示す構成の歯車変速装置においても、第1クラッチ手段K1は全ての変速段で係合させることになるから、これを廃止して第1遊星歯車1のサンギヤ1Sを入力軸4に常時連結した構成に変更することもできる。その例を第5図に示す。またその作動表は第5表の通りである。

第 5 表

	クラッチ手段			ブレーキ手段		
	K2	K3	K5	B1	B2	B3
1st	○			○		
2nd	○				○	
3rd	○					○
4th	○	○				
5th		○				○
Rev				○		○
Rev2			○	○		

ところで前述した第3図に示す構成では、第1クラッチ手段K1を前進第5速以外で係合させることになるが、オーバードライブ段である第5速は、第1クラッチ手段K1および第4クラッチ手段K4ならびに第3ブレーキ手段B3を係合させることによっても設定でき、そのようにすれば、第1クラッチ手段K1を常時係合させることになるから、これを廃止して入力軸4と第1遊星歯車1のサンギヤ1Sとを常時連結した構成とすることができる。その例を第6図に示す。この第6図に示す構成の歯車変速装置は、第3図に示す構成のうち第1クラッチ手段K1を廃止して第1遊星歯車1のサンギヤ1Sと入力軸4とを常時連結した構成としたものである。

また前述した第5クラッチ手段K5は第1図に示す構成の歯車変速装置のみならず、第3図に示す構成の歯車変速装置に付加することもでき、その例を第7図に示してある。すなわち第7図に示す構成の歯車変速装置は、第3図に示す構成に第5クラッチ手段K5を付加して第2遊星歯車2の

サンギヤ2Sとキャリア2Cとを選択的に連結するよう構成するとともに、第2クラッチ手段K2の配置位置を入力軸4側に移動したものである。このような構成であれば、第5クラッチ手段K5を付加したことにより前進5段・後進2段の変速段の設定が可能であり、その作動表を第6表に示す。

(この頁、以下余白)

第 6 表

	ク ラ ッ チ 手 段				ブ レ ー キ 手 段		
	K1	K2	K4	K5	B1	B2	B3
1st	○	○			○		
2nd	○	○				○	
3rd	○	○					○
4th	○*	○*	○*	○*			
5th		○	○				○
6th	○		○				○
7th		○	○			○	
Rev	○				○		○
Rev2	○			○	○		

(*) : いずれか3つ以上を係合させればよい。

上述した各実施例は、入力軸4を直接連結する要素は第1遊星歯車1におけるサンギヤ1Sあるいはキャリア1Cもしくはリングギヤ1Rのいずれかであるが、この発明では、入力軸4を他の要

素歯車3のサンギヤ3Sとキャリア3Cとの間に両者を選択的に連結する第7クラッチ手段K7を設けて構成したものである。このよう構成であっても前進5段・後進1段の変速段の設定が可能であり、そして第7クラッチ手段K7はこれらの変速段のうち前進第4速において第3クラッチ手段K3に替えて係合させられる。

以上述べた第6クラッチ手段K6や第7クラッチ手段K7は、前述した第2図に示す構成の歯車変速装置のみならず、第3図に示す構成の歯車変速装置にも付加することができるのであり、次にその例を示す。

すなわち第10図に示す構成の歯車変速装置は、前述した第3図に示す構成のうち入力軸4を第3遊星歯車3のサンギヤ3Sに選択的に連結する第6クラッチ手段K6を設けたものである。

また第11図に示す構成の歯車変速装置は、第3図に示す構成のうち第3遊星歯車3のサンギヤ3Sとキャリア3Cとを選択的に連結する第7クラッチ手段K7を設けたものである。

素に直接連結する構成とすることもでき、その例を第8図に示す。すなわち第8図に示す構成の歯車変速装置は、第1遊星歯車1のサンギヤ1Sを入力軸4に対して常時連結するとともに、第3遊星歯車3のサンギヤ3Sを第6クラッチ手段K6を介して選択的に入力軸4に連結するよう構成したものであり、換言すれば、前述した第2図に示す構成の歯車変速装置に、その第3遊星歯車3のサンギヤ3Sと入力軸4とを選択的に連結する第6クラッチ手段K6を付加したものである。このような構成であっても前進5段・後進1段の変速段の設定が可能であり、そして第6クラッチ手段K6はこれらの変速段のうち前進第4速において第2クラッチ手段K2もしくは第3クラッチ手段K3に替えて係合させられる。

さらにこの発明では、第3遊星歯車3における二要素を互いに連結して第3遊星歯車3を一体回転させるよう構成することもでき、その例を第9図に示す。すなわち第9図に示す構成の歯車変速装置は、前述した第2図に示す構成のうち第3遊

素歯車3のサンギヤ3Sとキャリア3Cとの間に両者を選択的に連結する第7クラッチ手段K7を設けて構成したものである。このよう構成であっても前進5段・後進1段の変速段を設定することができる。

なおまた上述した各実施例は、第1遊星歯車1のリングギヤ1Rと第2遊星歯車2のキャリア2C、第2遊星歯車2のサンギヤ2Sと第3遊星歯車3のリングギヤ3R、第2遊星歯車2のリングギヤ2Rと第3遊星歯車3のキャリア3Cとのそれぞれを常時連結した構成としたが、この発明では、これらを選択的に連結するよう構成してもよく、その構成を例示すれば以下の通りである。

すなわち第12図に示す構成の歯車変速装置は、前述した第6図に示す構成のうち第2クラッチ手段K2を廃止して第1遊星歯車1のサンギヤ1Sと第2遊星歯車2のサンギヤ2Sとを常時連結する一方、第2遊星歯車2のサンギヤ2Sと第3遊星歯車3のリングギヤ3Rとの間に両者を選択的に連結する第8クラッチ手段K8を設けたものである。

また第13図に示す構成の歯車変速装置は、上

記の第12図に示す構成における第8クラッチ手段K8の位置を変えたものであって、第1遊星歯車1のサンギヤ1Sと第3遊星歯車3のリングギヤ3Rとが常時連結されるとともに、これらのサンギヤ1Sおよびリングギヤ3Rに対して第2遊星歯車2のサンギヤ2Sが第8クラッチ手段K8を介して選択的に連結されるようになっている。

さらに第14図に示す構成の歯車変速装置は、上記の第12図に示す構成のうち第8クラッチ手段K8を廃止して第2遊星歯車2のサンギヤ2Sと第3遊星歯車3のリングギヤ3Rとを常時連結する一方、第2遊星歯車2のリングギヤ2Rと第3遊星歯車3のキャリア3Cとの間に両者を選択的に連結する第9クラッチ手段K9を設け、かつ出力軸5を第2遊星歯車2のリングギヤ2Rに常時連結して構成したものである。

そしてまた第15図に示す構成の歯車変速装置は、上記の第12図に示す構成のうち第8クラッチ手段K8を廃止して第2遊星歯車2のサンギヤ2Sと第3遊星歯車3のリングギヤ3Rとを常時

連結する一方、第1遊星歯車1のリングギヤ1Rと第2遊星歯車2のキャリア2Cとの間に両者を選択的に連結する第10クラッチ手段K10を設けたものである。

これら第12図ないし第15図に示すいずれの歯車変速装置であっても少なくとも前進5段・後進1段の変速段の設定を行なうことができる。

ところで上述した各実施例では、各クラッチ手段K1、～K10を多板クラッチのシンボルで示したが、この発明では静粛性や燃費の向上あるいは変速ショックの緩和などのために、クラッチ手段として、多板クラッチ以外に一方向クラッチを使用し、あるいは多板クラッチと一方向クラッチとを組み合わせた構成などを使用することができるのであり、またブレーキ手段B1、B2、B3についても上記の各実施例で示した多板ブレーキ以外に、一方向クラッチやバンドブレーキもしくはこれらを組み合わせた構成などを使用することができる。このようなクラッチ手段およびブレーキ手段の変形例としては、本出願人が既に出願した特

願第63-1767270号や特願第63-221670号の願書に添付した明細書および図面に記載したものを採用することができる。

以上、この発明を第1実施例ないし第15実施例を示して説明したが、この発明は上記の各実施例に限定されないことは勿論であり、この発明は、要は、前記の「課題を解決するための手段」の項に記載した構成を有していればよいのであって、各遊星歯車における要素同士の連結形態は、常時連結であってもクラッチ等の係合手段を介した選択的な連結であってもよく、さらに入力軸および出力軸を連結する要素、および固定すべき要素は必要に応じて適宜決めればよい。

発明の効果

以上説明したようにこの発明によれば、二組のシングルピニオン型遊星歯車と一組のダブルピニオン型遊星歯車を使用した歯車変速装置であって、小型軽量化や変速ショックの低減さらには車両としての動力性能の向上などの実用上の要請を満たすことができ、そして仕様の変更が容易な自動変速

装置を得ることができる。

4. 図面の簡単な説明

第1図ないし第15図はこの発明の実施例をそれぞれ示すスケルトン図である。

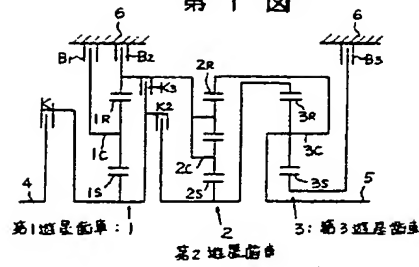
1, 2, 3…遊星歯車、 1S, 2S, 3S…サンギヤ、 1C, 2C, 3C…キャリア、 1R, 2R, 3R…リングギヤ。

出願人 トヨタ自動車株式会社

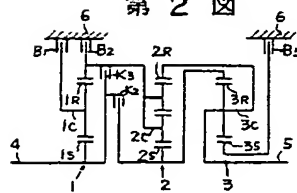
代理人 弁理士 豊田 武久

(ほか1名)

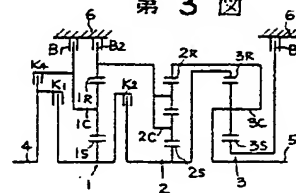
第 1 図



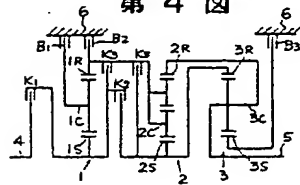
第 2 図



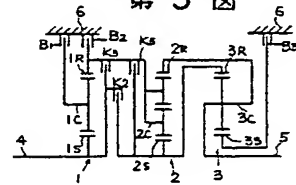
第 3 図



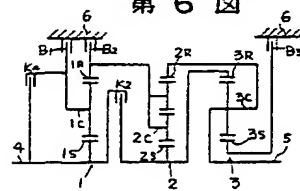
第 4 図



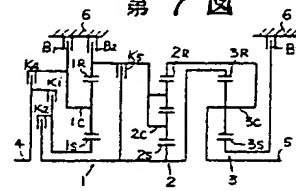
第 5 図



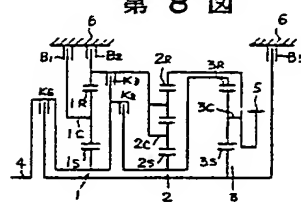
第 6 図



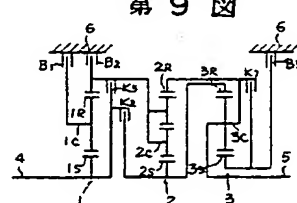
第 7 図



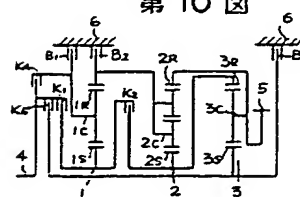
第 8 図



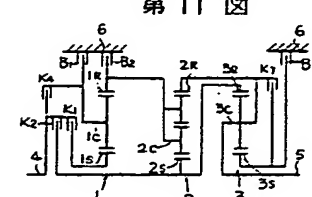
第 9 図



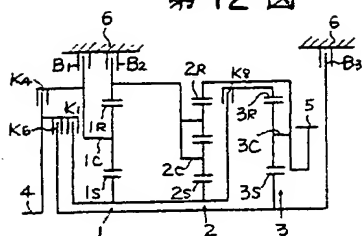
第 10 図



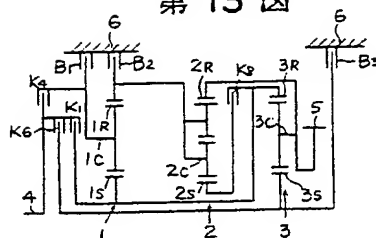
第 11 図



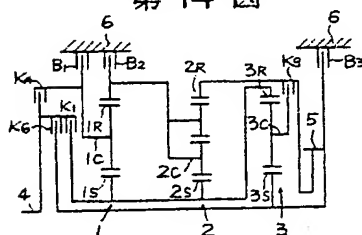
第12図



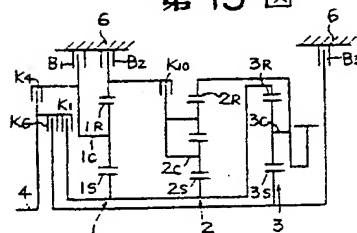
第13図



第14図



第15図



**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☐ FADED TEXT OR DRAWING
- ☒ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☒ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☐ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.

THIS PAGE BLANK (USPTO)